

В.В. ДУЩЕНКО, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

С.Г. ГРУНЁВ, аспирант, НТУ «ХПИ»

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

Розглянуто необхідні вимоги до систем управління пружних елементів підвісок. Представлені результати дослідження поздовжньо-кутових коливань колісної машини. Обрано ефективний алгоритм управління пружними елементами підвісок.

Necessary requirements for control of the elastic suspension elements. The results of studies of the longitudinal-angular fluctuations wheeled machine. Used an effective control algorithm elastic suspension elements.

Постановка проблеми. В подвесках современных транспортных средств, для обеспечения высоких показателей плавности хода, управляемости и устойчивости движения, используются различные виды систем управления характеристиками упругих элементов (УЭ) и демпфирующих устройств. Эффективность данных систем обеспечивается оптимальными законами и алгоритмами управления.

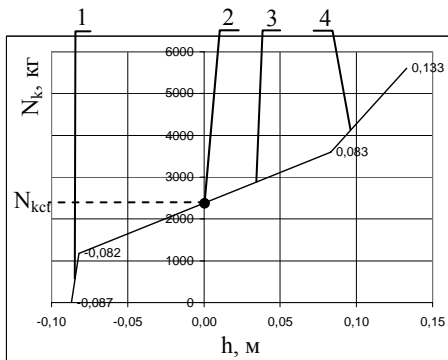
Анализ последних публикаций. В работе [1] представлен анализ известных технических решений систем управления характеристиками металлических УЭ, оценка их достоинств и недостатков. В работе [2] рассмотрены системы управления с принудительным растяжением-сжатием УЭ и алгоритмы управления.

Цель работы – провести исследование колебаний колёсной машины (КМ), при движении по заданному профилю неровностей и выбрать оптимальный алгоритм управления характеристиками УЭ ее подвески.

Система поддрессоривания (СП) должна обеспечивать движение современных КМ по дорожным неровностям с минимальными амплитудами, ускорениями и скоростями поддрессоренного корпуса. Для этого СП должна заранее знать, какую неровность она позволит пройти без колебаний поддрессоренного корпуса, а какую нет. С этой целью необходимо использовать датчики рельефа, а также иметь информацию о характере дорожного профиля.

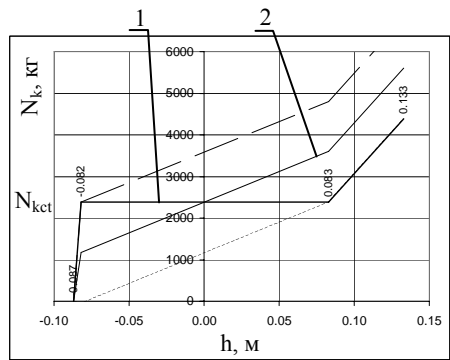
Если высота неровности не превысит величины динамического хода, то реализация «нулевой» приведенной жёсткости УЭ на уровне статической нагрузки позволит избежать возбуждения колебаний поддрессоренного корпуса и обеспечит «абсолютную» плавность хода при воздействии возмущающих факторах со стороны дорожного профиля [3].

Рассмотрим торсионную подвеску КМ БТР-4. Её упругая характеристика представлена на рис.1.



N_k – вертикальная реакция на колесе; h – ход подвески; 1 – участок характеристики буфера отдачи; 2 – положение статического хода подвески; 3 – участок характеристики торсиона; 4 – участок характеристики буфера сжатия.

Рисунок 1–Упругая характеристика подвески



1 – «нулевая» приведенная жесткость подвески; 2 – исходная упругая характеристика подвески.

Рисунок 2 – Характеристика нулевой приведенной жесткости подвески

Обеспечим «нулевую» жесткость подвески, путём вращения заделки противоположного конца торсиона. Тогда упругая характеристика подвески будет иметь вид, представленный на рис. 2. В этом случае, на протяжении динамического хода подвески, нагрузка на колесе будет равна статической. (N_{kct}).

Необходимо отметить, что упругая характеристика с участком «нулевой» жёсткости, помимо достоинств, имеет и недостатки. В частности, при движении КМ, колесо может занять любое положение на участке динамического хода. Таким образом, любое внешнее воздействие на корпус (силы инерции при торможении и разгоне, выстрел) вызовет дифферент корпуса КМ, который останется в таком состоянии, пока не появится другое воздействие.

Проведем исследование продольно-угловых колебаний рассматриваемой КМ, при помощи математической модели шасси БТР-4, разработанной в КП ХКБМ им. А.А. Морозова для тренажёра механика-водителя. Рассмотрим резонансный режим движения по гармоническому дорожному профилю неровностей, с периодом s равным $2L = 8,8\text{м}$, где $L = 4,4\text{м}$ база КМ. Определим резонансную скорость движения:

$$V = \frac{3,6 \cdot s \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \approx 34 \frac{\text{км}}{\text{ч}},$$

где ω – собственная частота колебаний подрессоренного корпуса [5]:

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{C_i \cdot C_{\text{III}i}}{C_i + C_{\text{III}i}}}{M}},$$

где C_i – жёсткость i -той подвески; $C_{\text{III}i}$ – жёсткость i -той шины; M – поддрессоренная масса корпуса КМ ($M = 19000\text{кг}$).

Численный эксперимент будем проводить при различных видах регулирования УЭ:

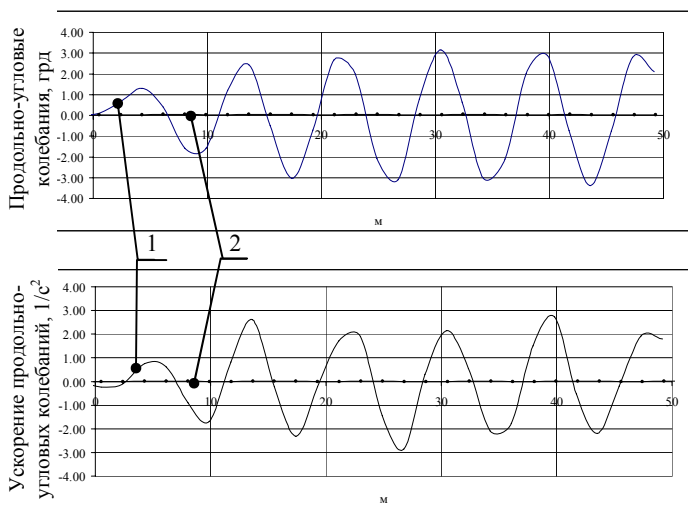
- без регулирования (существующая подвеска БТР-4, рис. 1);
- подвеска с характеристикой близкой к «нулевой» жесткости (рис. 2).

При этом, будем задавать следующие высоты неровностей:

- высота, не превышающая динамического хода подвески ($q = 0,07\text{м}$);
- высота, равная динамическому ходу с неполной деформацией буфера сжатия ($q = 0,11\text{м}$);
- высота, равная динамическому ходу с превышением деформации буфера сжатия ($q = 0,15\text{м}$);

Для чистоты эксперимента будем рассматривать колебания СП КМ с использованием и исключением штатных гидроамортизаторов.

Результаты расчёта приведены на рис. 3...рис. 8. в виде графиков амплитуд и ускорений продольно-угловых колебаний поддрессоренного корпуса.



1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой «нулевой» жёсткости .

Рисунок 3 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,07\text{м}$

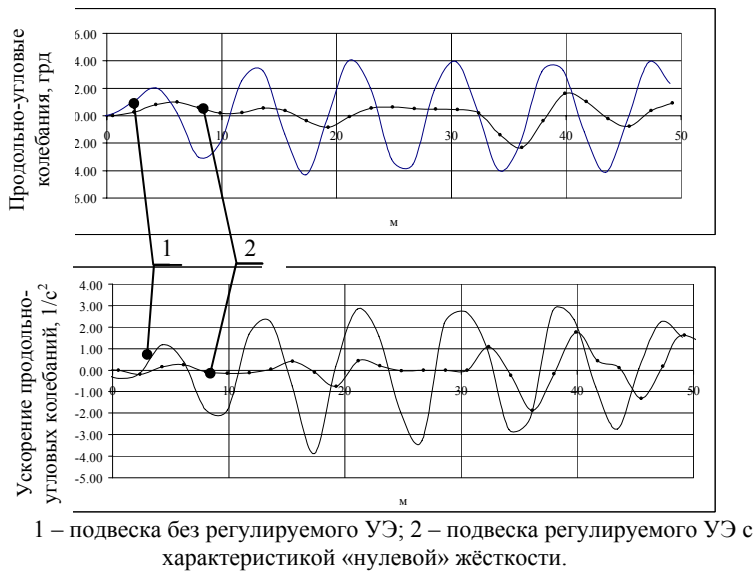


Рисунок 4 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,11\text{ м}$

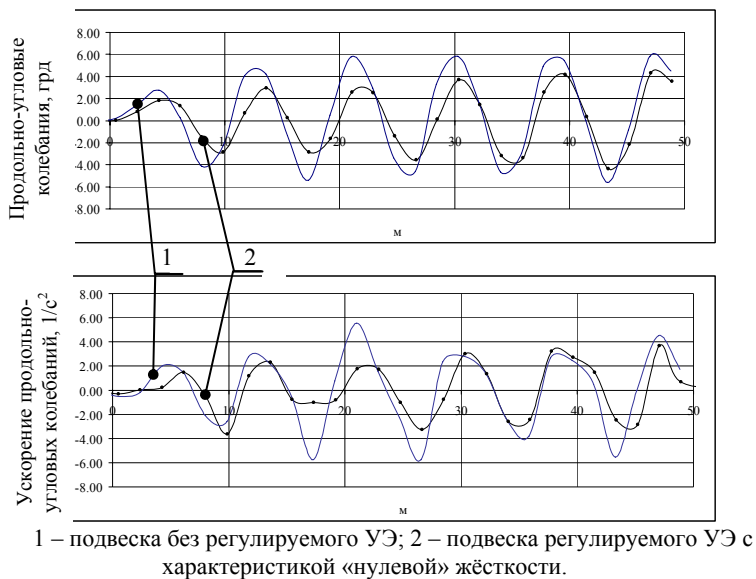


Рисунок 5 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,15\text{ м}$

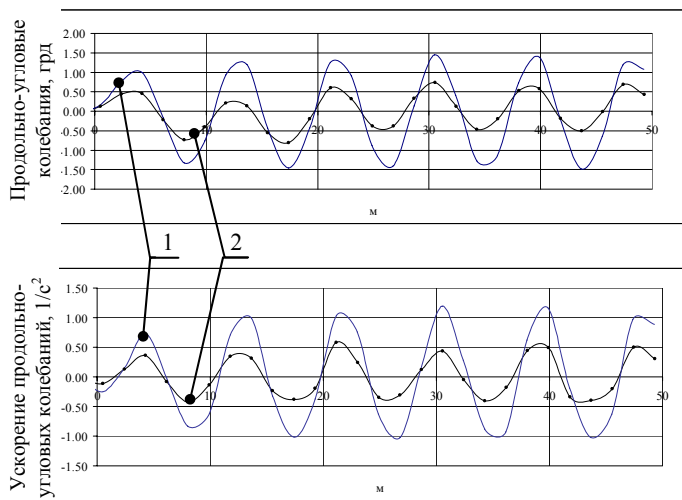


Рисунок 6 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,07m$

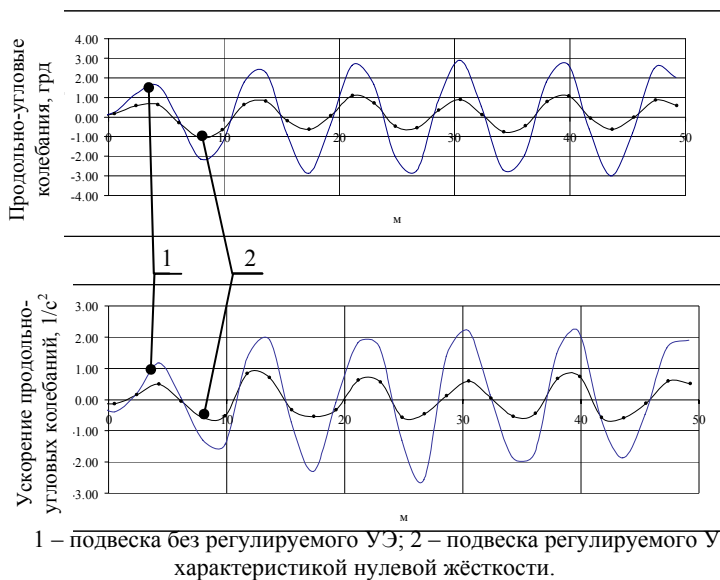


Рисунок 7 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,11m$

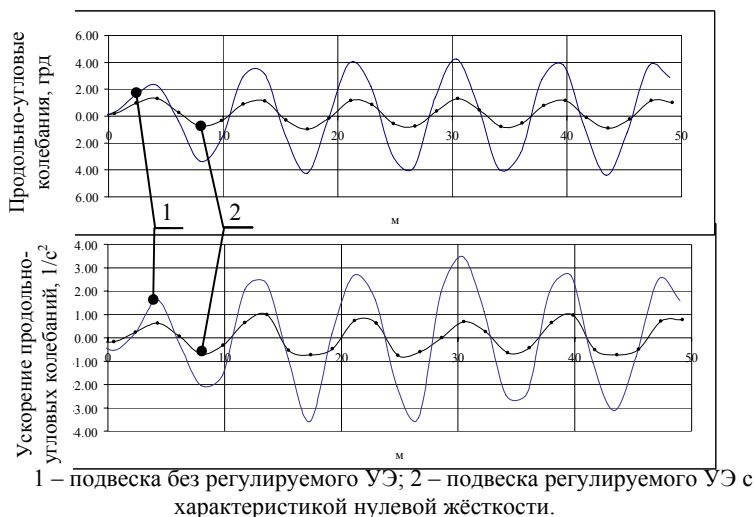


Рисунок 8 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой $q=0,15\text{м}$

Проведенные исследования показали, что подвеска с рассматриваемым алгоритмом управления УЭ значительно улучшает плавность хода. Исключение гидроамортизаторов показало, что при высоте неровности, меньшей динамического хода, в регулируемой подвеске, продольно-угловые колебания отсутствуют (рис. 3). С увеличением высоты больше динамического хода (рис. 4, рис. 5) отсутствие гидроамортизаторов не приемлемо. Подвеска, обеспечивающая «нулевую» приведенную жёсткость с учётом гидроамортизаторов (рис. 6...рис. 8), позволила снизить продольно-угловые колебания на 50...60%.

Вывод. Проведенные исследования показали высокую эффективность предложенного алгоритма управления, обеспечивающего «нулевую» приведенную жёсткость подвески, при рассматриваемых возмущающих воздействиях со стороны дорожного профиля.

Список литературы: 1. Дуценко В.В. Грунёв С.Г. Системы управления характеристиками металлических упругих элементов подвески транспортных средств: принципы действия, конструкции и энергопотребление. Вісник Харківського національного технічного університету Сільського господарства ім. П. Василенка. Випуск 101. С.52-55. 2. Шапанов В. Д. Активные подвески транспортных средств. 1980г. 254с. 3. Дуценко В. В. Функционально-физический анализ и построение конструктивной функциональной структуры систем поддрессирования гусеничных и колёсных машин. Механіка та машинобудування. – 2005. -№1. -301с. С.140-145. 4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1972, стр. 392. 5. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.

Поступила в редколлегию 02.05.2011